

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-044737

(43)Date of publication of application : 17.02.1998

(51)Int.Cl.

B60G 17/015
B60G 3/20

(21)Application number : 08-200615

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 30.07.1996

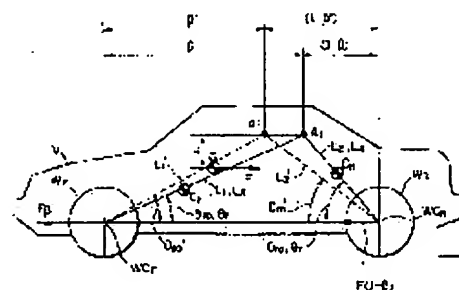
(72)Inventor : HIRAHARA MICHITO

(54) SUSPENSION FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a suspension in which the variation in the attitude of a vehicle at the time of acceleration can be restrained so as to give good riding comfort, which can be used for various purposes, and which can be manufactured at a low cost.

SOLUTION: When angle θ_{fo} becomes gradually large, while angle θ_{ro} becomes gradually small, in correspondence to the decrease of an allocation ratio of the driving force on the front wheel (WF) side, the center of rotation CF of a link member forming a suspension on the front wheel (WF) side is moved so as to follow line L1', while the center of rotation CR of a link member forming a suspension on the rear wheel (WR) side is moved so as to follow line L2', so that angle θ_f increases, while angle θ_r enlarges. With this contrivance, both the anti-lift ratio on the front wheel (WF) side and the anti-squat ratio on the rear front (Wr) side are prevented from remarkably deviating from a value of 1 (one), thereby avoiding a remarkable lift of the front part and rear part of the car body.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

BEST AVAILABLE COPY

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-44737

(43) 公開日 平成10年(1998) 2月17日

(51) Int.Cl.⁶B 6 0 G 17/015
3/20

識別記号

庁内整理番号

F I

B 6 0 G 17/015
3/20

技術表示箇所

Z

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 20 頁)

(21) 出願番号

特願平8-200615

(22) 出願日

平成8年(1996) 7月30日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 平原 道人

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

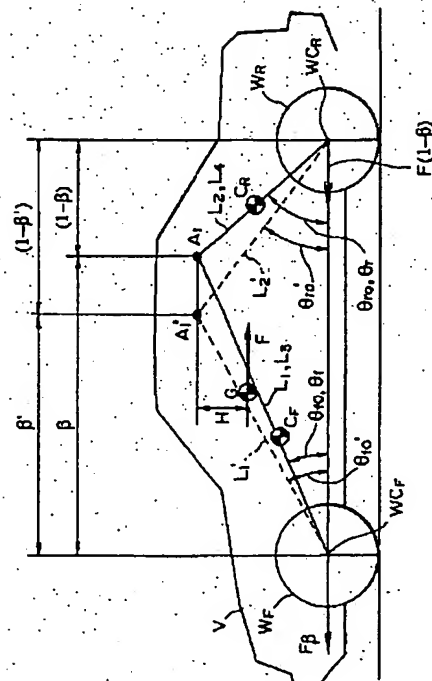
(74) 代理人 弁理士 森 哲也 (外2名)

(54) 【発明の名称】 車両用サスペンション

(57) 【要約】

【課題】加速時等の車両姿勢変化を抑制して良好な車両乗り心地が得られ、しかも汎用性に優れ且つ低コストで済むようにする。

【解決手段】前輪 W_F 側の駆動力の配分比の減少に応じて、角度 θ_{f0} は徐々に大きくなり、角度 θ_{r0} は徐々に小さくなっても、前輪 W_F 側サスペンションを構成するリンク部材の回転中心 C_F を線 L_1' を追従するように移動させ、後輪 W_R 側サスペンションを構成するリンク部材の回転中心 C_R を線 L_2' を追従するように移動させて、角度 θ_f は増大方向に、角度 θ_r は拡大方向に変化させる。これにより、前輪 W_F 側のアンチリフト率及び後輪 W_R 側のアンチスカット率が1から大きくはずれないように防止して、車体前部及び車体後部が大きくリフトすることを回避する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 前輪側及び後輪側間の駆動力の配分比を変更可能な車両に用いられるサスペンションであって、前輪側の駆動力の配分比の減少に応じて、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向を強くすること及び後輪側サスペンションのアンチスカット傾向を弱くすることの一方若しくは両方を行うようになっていることを特徴とする車両用サスペンション。

【請求項2】 前輪側及び後輪側間の駆動力の配分比を変更可能な車両に用いられるサスペンションであって、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向を弱くすること及び後輪側サスペンションのアンチスカット傾向を強くすることの一方若しくは両方を行うようになっていることを特徴とする車両用サスペンション。

【請求項3】 前輪側及び後輪側間における駆動力の配分比を変更可能な駆動力配分比可変手段と、前輪側サスペンションを構成するリンク部材の車両側面視における回転中心を移動可能な回転中心移動手段と、を備え、前記回転中心移動手段は、前輪側の駆動力の配分比の減少に応じて、前記回転中心を前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が強くなる方向に移動させる一方、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、前記回転中心を前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が弱くなる方向に移動させるようになっていることを特徴とする車両用サスペンション。

【請求項4】 前輪側及び後輪側間における駆動力の配分比を変更可能な駆動力配分比可変手段と、後輪側サスペンションを構成するリンク部材の車両側面視における回転中心を移動可能な回転中心移動手段と、を備え、前記回転中心移動手段は、前輪側の駆動力の配分比の減少に応じて、前記回転中心を後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が弱くなる方向に移動させる一方、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、前記回転中心を後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が強くなる方向に移動させるようになっていることを特徴とする車両用サスペンション。

【請求項5】 前輪側及び後輪側間における駆動力の配分比を変更可能な駆動力配分比可変手段と、前輪側サスペンションを構成するリンク部材の車両側面視における回転中心及び後輪側サスペンションを構成するリンク部材の車両側面視における回転中心を移動可能な回転中心移動手段と、を備え、前記回転中心移動手段は、前輪側の駆動力の配分比の減少に応じて、前輪側の前記回転中心を前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が強くなる方向に移動させ且つ後輪側の前記回転中心を後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が弱くなる方向に移動させる一方、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、前輪側の前記回転中心を前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が弱くなる方向に移動させ且つ後輪側の

前記回転中心を後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が強くなる方向に移動させるようになっていることを特徴とする車両用サスペンション。

【請求項6】 前記回転中心移動手段は、前記リンク部材の車体側端部の揺動中心軸を移動させることにより、前記回転中心を移動させるようになっている請求項3乃至請求項5のいずれかに記載の車両用サスペンション。

【請求項7】 前記駆動力配分比可変手段は、駆動力伝達系に設けられたクラッチの押し付け力を油圧で調整することにより駆動力の配分比を変更するようになっており、前記回転中心移動手段は、前記油圧を利用して前記回転中心を移動させるようになっている請求項3乃至請求項6のいずれかに記載の車両用サスペンション。

【請求項8】 前記回転中心移動手段は、前輪側及び後輪側間の駆動力の配分比を検出する駆動力配分比変化検出手段と、前記リンク部材の車体側端部の揺動中心を移動可能なアクチュエータと、前記駆動力配分比検出手段の検出結果に応じて前記アクチュエータを駆動させるコントローラと、を備えた請求項6記載の車両用サスペンション。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、前輪側及び後輪側間の駆動力の配分比を変更可能になっている駆動力伝達系を備えた車両に用いられるサスペンションに関し、特に、駆動力の配分比に応じてサスペンション特性を適宜調整することにより、加速時等の車両姿勢変化を抑制して良好な車両乗り心地が得られ、しかも汎用性に優れ且つ低コストで済むようにしたものである。

【0002】

【従来の技術】従来の車両用サスペンションとして特開平1-109122号公報に開示されたものがある。即ち、かかる公報にはアクティブサスペンションを備えたトルクスプリット型四輪駆動車が開示されており、車両旋回状態における荷重移動配分（つまりアクティブサスペンションの反力配分）を適宜制御することにより、コーナ入口では操縦性（回頭性）を向上させ、コーナ出口では安定性を向上させるようにしていた。具体的には、コーナ入口では後輪への荷重移動配分を増やすことにより、ステアリング特性をニュートラルステア化して操縦性を向上させ、コーナ出口では前輪への荷重移動配分を増やすことにより、ステアリング特性をアンダーステア化して安定性を向上させるようにしていた。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記公報に開示された車両用サスペンションにあつては、アクティブサスペンションの反力配分を前輪側及び後輪側間で適宜調整することにより、コーナリング時の性能向上を図るようになっていただけであるため、直進走行時に駆動力の前後配分が変化した場合の車両姿勢変化を積極

的に抑制することはできなかった。このため、乗員が違和感を感じてしまい、それだけ車両乗り心地が悪化してしまうのである。

【0004】ここで、図23に示すように、前輪 W_F 側及び後輪 W_R 側間の駆動力の配分比が $\beta : (1-\beta)$ の場合、車両側面視において、重心 G よりも車輪半径 H 分だけ高い位置においてホイールベースを配分比 $\beta : (1-\beta)$ で内分した点 A_1 と前輪 W_F のホイールセンタ WC_F とを結ぶ線 L_1 、点 A_1 と後輪 W_R のホイールセンタ WC_R とを結ぶ線 L_2 、前輪 W_F 側サスペンションを構成するリンク部材の回転中心 C_F と前輪 W_F のホイールセンタ WC_F とを結ぶ線 L_3 、後輪 W_R 側サスペンションを構成するリンク部材の回転中心 C_R と後輪 W_R のホイールセンタ WC_R とを結ぶ線 L_4 を考え、それら各線 $L_1 \sim L_4$ と水平線との成す角度を、それぞれ θ_{f0} 、 θ_f 、 θ_{r0} 、 θ_r とすると、前輪 W_F のアンチリフト率 η_f 及び後輪 W_R のアンチスカット率 η_r は、下記式によって求めることができる。

【0005】

$$\eta_f = \tan \theta_f / \tan \theta_{f0} \quad \dots\dots (1)$$

$$\eta_r = \tan \theta_r / \tan \theta_{r0} \quad \dots\dots (2)$$

そして、アンチリフト率 η_f が1であれば、加速時における車体前部のリフト（上昇）を零にすることができ、アンチスカット率 η_r が1であれば、加速時における車体後部のスカット（沈み込み）を零にすることができる。つまり、加速時であってもフラットな車両姿勢を保つためには、アンチリフト率 η_f 及びアンチスカット率 η_r を共に1にすればよいのであり、具体的には、車両側面視である図23において、角度 θ_{f0} 及び θ_f が一致し、且つ、角度 θ_{r0} 及び θ_r が一致すればよいのであるから、回転中心 C_F が線 L_1 上に位置し、回転中心 C_R が線 L_2 上に位置すればよい。

【0006】なお、前輪 W_F 側の回転中心 C_F は、図24に示すように、前輪 W_F 側のサスペンションが、前輪 W_F を車体に支持するリンク部材として上側のAアーム10及び下側のAアーム11を備えたダブルウィッシュボーン式サスペンションであれば、上側のAアーム10の二つの車体側取付点10B及び10Cを結ぶ線（つまり、Aアーム10の車体側端部の揺動中心軸 S_{10} ）に平行な線であって、そのAアーム10の車輪側取付点10A（正確には、前輪 W_F を回転自在に支持するアクスルハウジングとAアーム10外端部との連結点）を通る線 L_{10} と、下側のAアーム11の二つの車体側取付点11B及び11Cを結ぶ線（つまり、Aアーム11の車体側端部の揺動中心軸 S_{11} ）に平行な線であって、そのAアーム11の車輪側取付点11A（正確には、前輪 W_F を回転自在に支持するアクスルハウジングとAアーム10外端部との連結点）を通る線 L_{11} との交点（車両側面視における交点）が、回転中心 C_F となる。後輪 W_R 側の回転中心 C_R についても同様である。

【0007】そして、図23に戻って、線 L_3 を仮想リンクと見なした場合、前輪 W_F 側の駆動力はこの仮想リンク L_3 を引っ張るようにして車体側に入力され、その駆動力の水平方向成分が、実際の前輪 W_F 側の駆動力 F_α （ F は重心 G に働く慣性力である。）となり、垂直方向成分が、前輪 W_F を沈み込ませようとする力、つまりアンチリフト力 F_{WF} となるのである。同様に、線 L_4 を仮想リンクと見なした場合、後輪 W_R 側の駆動力はこの仮想リンク L_4 を押すようにして車体側に入力され、その水平方向成分が、実際の後輪 W_R 側の駆動力 $F(1-\beta)$ となり、垂直方向成分が、後輪 W_R を上昇させようとする力、つまりアンチスカット力 F_{WR} となるのである。なお、図23中の矢印 X_F は前輪 W_F がバウンド・リバウンドする場合のホイールセンタ WC_F の軌跡、矢印 X_R は後輪 W_R がバウンド・リバウンドする場合のホイールセンタ WC_R の軌跡である。

【0008】そこで、上述した駆動力の配分比 $\beta : (1-\beta)$ に基づいて、線 L_1 上に回転中心 C_F が位置し且つ線 L_2 上に回転中心 C_R が位置するようにすれば、アンチリフト率 η_f 及びアンチスカット率 η_r が共に1になるから、加速時であっても車両の姿勢変化を抑制することができる。換言すれば、アンチリフト率 η_f が1ということは、加速時の慣性力 F によって生じる車体前部を持ち上げようとする力がアンチリフト力 F_{WF} と釣り合っているということであり、アンチスカット率 η_r が1ということは、加速時の慣性力 F によって生じる車体後部を沈み込ませようとする力がアンチスカット力 F_{WR} と釣り合っているということである。

【0009】しかしながら、上記公報に開示されたような前輪側及び後輪側間で駆動力の配分比が可変となっている車両にあつては、例えば車両の前後方向加速度に応じて前輪側の駆動力の配分比 β を変更するようになっていたため、所定の配分比においてアンチリフト率 η_f 及びアンチスカット率 η_r を1に設定できたとしても、配分比 β が変化してしまえば、線 L_1 及び L_2 が移動して角度 θ_{f0} 及び θ_{r0} が変化してしまい、アンチリフト率 η_f 及びアンチスカット率 η_r が1からずれてしまうのである。

【0010】例えば、前輪駆動車ベースの四輪駆動車の場合、例えば車両の前後方向加速度に応じて前輪側の駆動力の配分比 β を100～50%の範囲で変更するようになっているため、加速時に前輪側の駆動力の配分比 β が減少すると、角度 θ_{f0} が増大し、角度 θ_{r0} が減少するから、前輪 W_F 側のアンチリフト率 η_f は1よりも小さくなり、逆に、後輪 W_R 側のアンチスカット率 η_r は1よりも大きくなってしまふ。すると、前輪 W_F 側のアンチリフト力 F_{WF} が不足するから、車体前部にはリフトが生じてしまふし、後輪 W_R 側のアンチスカット力 F_{WR} が過剰になってしまうから、車体後部にもやはりリフトが生じてしまふのである。このため、前輪 W_F 側の駆動力

の配分比 B が減少するに従って、車体全体にリフト方向への姿勢変化が生じてしまうから、乗員が違和感を感じてしまい、それだけ車両乗り心地が悪化してしまうのである。なお、後輪駆動車ベースの四輪駆動車の場合にも同様の問題点を有している。

【0011】また、車両によっては、自然な感覚を残すために、加速時に車体前部にリフトが車体後部にスカットが生じるように設計する場合もあるが、かかる場合にも、駆動力の配分比 B が変化してしまえば、車体前部のアンチリフト力が不足して車体前部の挙動が途中から逆転してしまうし、車体後部のアンチスカット力が過剰となって車体後部の挙動が途中から急激になってしまうから、やはり車両乗り心地が悪化してしまう。

【0012】このような問題点を解決するための一つの方策として、本出願人が特願平7-95236号明細書で提案したものがあつた。即ち、かかる先願に記載された技術は能動型サスペンションに関するものであり、バネ上及びバネ下間に介挿された流体圧シリンダの作動圧を適宜制御することにより姿勢変化を抑制することができるが、これでは、各車輪毎に流体圧シリンダや圧力制御弁等の構成を付加しなければならないから、汎用性に欠けコストも嵩んでしまう。

【0013】本発明は、このような従来の技術が有する未解決の課題に着目しなされたものであつて、前後輪間の駆動力の配分を変更する構造を備えた車両であつても、加速時等における車両姿勢変化を抑制して良好な車両乗り心地を得ることができ、しかも汎用性に優れ且つ低コストで済む車両用サスペンションを提供することを目的としている。

【0014】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、請求項1に係る発明は、前輪側及び後輪側間の駆動力の配分比を変更可能な車両に用いられるサスペンションであつて、前輪側の駆動力の配分比の減少に応じて、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向を強くすること及び後輪側サスペンションのアンチスカット傾向を弱くすることの一方若しくは両方を行うようにした。

【0015】上記目的を達成するために、請求項2に係る発明は、前輪側及び後輪側間の駆動力の配分比を変更可能な車両に用いられるサスペンションであつて、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向を弱くすること及び後輪側サスペンションのアンチスカット傾向を強くすることの一方若しくは両方を行うようにした。

【0016】上記目的を達成するために、請求項3に係る発明は、前輪側及び後輪側間における駆動力の配分比を変更可能な駆動力配分比可変手段と、前輪側サスペンションを構成するリンク部材の車両側面視における回転中心を移動可能な回転中心移動手段と、を備え、前記回転中心移動手段は、前輪側の駆動力の配分比の減少に応

じて、前記回転中心を前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が強くなる方向に移動させる一方、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、前記回転中心を前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が弱くなる方向に移動させるようにした。

【0017】上記目的を達成するために、請求項4に係る発明は、前輪側及び後輪側間における駆動力の配分比を変更可能な駆動力配分比可変手段と、後輪側サスペンションを構成するリンク部材の車両側面視における回転中心を移動可能な回転中心移動手段と、を備え、前記回転中心移動手段は、前輪側の駆動力の配分比の減少に応じて、前記回転中心を後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が弱くなる方向に移動させる一方、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、前記回転中心を後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が強くなる方向に移動させるようにした。

【0018】上記目的を達成するために、請求項5に係る発明は、前輪側及び後輪側間における駆動力の配分比を変更可能な駆動力配分比可変手段と、前輪側サスペンションを構成するリンク部材の車両側面視における回転中心及び後輪側サスペンションを構成するリンク部材の車両側面視における回転中心を移動可能な回転中心移動手段と、を備え、前記回転中心移動手段は、前輪側の駆動力の配分比の減少に応じて、前輪側の前記回転中心を前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が強くなる方向に移動させ且つ後輪側の前記回転中心を後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が弱くなる方向に移動させる一方、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、前輪側の前記回転中心を前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が弱くなる方向に移動させ且つ後輪側の前記回転中心を後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が強くなる方向に移動させるようにした。

【0019】また、請求項6に係る発明は、上記請求項3〜5に係る発明である車両用サスペンションにおいて、前記回転中心移動手段は、前記リンク部材の車体側端部の揺動中心軸を移動させることにより、前記回転中心を移動させるようにした。

【0020】そして、請求項7に係る発明は、上記請求項3〜6に係る発明である車両用サスペンションにおいて、前記駆動力配分比可変手段は、駆動力伝達系に設けられたクラッチの押し付け力を油圧で調整することにより駆動力の配分比を変更するようになっており、前記回転中心移動手段は、前記油圧を利用して前記回転中心を移動させるようにした。

【0021】さらに、請求項8に係る発明は、上記請求項3〜6に係る発明である車両用サスペンションにおいて、前記回転中心移動手段は、前輪側及び後輪側間の駆動力の配分比を検出する駆動力配分比検出手段と、前記リンク部材の車体側端部の揺動中心を移動可能なアクチュエータと、前記駆動力配分比検出手段の検出結果に応

じて前記アクチュエータを駆動させるコントローラと、を備えた。

【0022】ここで、請求項1に係る発明にあっては、駆動力の配分比が変更しても、前輪側の駆動力の配分比の減少（＝後輪側の駆動力の配分比の増大）に応じて、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が強くなる、或いは、後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が弱くなる、若しくはその両方が行われる。

【0023】前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が強くなるということは、車体前部の浮き上がりをより強く防止できるということである。そして、前輪側の駆動力の配分比が減少した分だけ、前輪側のアンチリフト力が不足するから、アンチリフト傾向を強めることにより、車体前部の姿勢変化等が回避又は低減される。

【0024】また、後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が弱くなるということは、車体後部は浮き上がり易くなるということである。しかし、前輪側の駆動力の配分比が減少した分だけ、後輪側のアンチスカット力が過剰になりつつあるから、アンチスカット傾向を弱めることにより、車体後部の姿勢変化等が回避又は低減される。

【0025】これに対し、請求項2に係る発明にあっては、前輪側の駆動力の配分比の増大（＝後輪側の駆動力の配分比の減少）に応じて、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が弱くなる、或いは、後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が強くなる、若しくはその両方が行われる。

【0026】前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が弱くなるということは、車体前部は浮き上がり易くなるということである。しかし、前輪側の駆動力の配分比が増加した分だけ、前輪側のアンチリフト力が過剰になるから、アンチリフト傾向を弱くすることにより、車体前部の姿勢変化等が回避又は低減される。

【0027】また、後輪側サスペンションのアンチスカット傾向が強くなるということは、車体後部の沈み込みをより強く防止できるということである。そして、前輪側の駆動力の配分比が増加した分だけ、後輪側のアンチスカット力が不足するから、アンチスカット傾向を強めることにより、車体後部の姿勢変化等が回避又は低減される。

【0028】よって、請求項1又は請求項2に係る発明であれば、前後輪間での駆動力の配分比が変化しても、車両が姿勢変化したり、或いは、車両の姿勢変化が途中で逆転したりすること等を防止又は低減できるのである。

【0029】請求項3に係る発明にあっては、駆動力配分比可変手段によって前後輪間の駆動力の配分比が変化しても、前輪側の駆動力の配分比が減少に応じて、回転中心移動手段が、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向を強くするし、前輪側の駆動力の配分比が増加に

じて、回転中心移動手段が、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向を弱くするから、前輪側のアンチリフト力の過不足傾向が解消又は低減され、車体前部の姿勢変化等が回避又は低減される。なお、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向が強くなる方向とは、車両側面視における前輪側サスペンションのリンク部材の回転中心と前輪のホイールセンタとを結ぶ線が鉛直線に近づく方向であり、弱くなる方向とはその逆の方向である。

【0030】これに対し、請求項4に係る発明にあっては、駆動力配分比可変手段によって前後輪間の駆動力の配分比が変化しても、前輪側の駆動力の配分比の減少に応じて、回転中心移動手段が、後輪側サスペンションのアンチダイブ傾向を弱くするし、前輪側の駆動力の配分比の増大に応じて、回転中心移動手段が、後輪側サスペンションのアンチダイブ傾向を強くするから、後輪側のアンチリフト力の過不足傾向が解消又は低減され、車体後部の姿勢変化等が回避又は低減される。なお、後輪側サスペンションのアンチダイブ傾向が弱くなる方向とは、車両側面視における後輪側サスペンションのリンク部材の回転中心と後輪のホイールセンタとを結ぶ線が、鉛直線から遠ざかる方向であり、強くなる方向とはその逆の方向である。

【0031】そして、請求項5に係る発明にあっては、これら請求項2に係る発明及び請求項3に係る発明の両方の作用が発揮されるから、車体前部及び車体後部の姿勢変化等が回避又は低減される。

【0032】サスペンションを構成するリンク部材の回転中心は、図24を伴って説明したように、各リンク部材の車体側端部の揺動中心軸によって決まるから、請求項6に係る発明のように、回転中心移動手段がサスペンションを構成するリンク部材の車体側端部の揺動中心軸を移動させれば、回転中心が所望の位置に移動するようになる。

【0033】また、駆動力配分比可変手段が、駆動力伝達系に設けられたクラッチの押し付け力を油圧で調整するようになっている場合、その油圧の変化は駆動力の配分比の変化に対応するものである。そこで、請求項7に係る発明のように、駆動力配分比可変手段に用いられる油圧を利用すれば、動力源を省略又は簡略化できるし、駆動力の配分比に正確に対応して回転中心を移動させることが容易となる。

【0034】これに対し、請求項8に係る発明であれば、駆動力配分比検出手段によって駆動力の配分比が検出され、その検出結果に応じてコントローラがアクチュエータを駆動させるから、請求項6に係る発明と同様に、リンク部材の車体側端部の揺動中心軸が移動し、回転中心が所望の位置に移動するようになる。そして、駆動力配分比検出手段、アクチュエータ及びコントローラを備える構成であれば、設計の自由度が高くなるし、例えば駆動力配分比可変手段から独立した動力源を用いる

ことができるし、その結果、大きな力でリンク部材の車体側端部の揺動中心軸を移動させることも容易であるから、リンク部材と車体側とを連結するブッシュの剛性が高いような場合でも揺動中心軸を確実に移動させることができる。

【0035】なお、この請求項8に係る発明における駆動力配分比検出手段としては、例えば、前輪側サスペンション及び後輪側サスペンションのリンク部材の軸力を検出し、その検出結果から駆動力の配分比を推定するという構成が採用可能である。つまり、駆動力が車輪に作用すると、その駆動力に応じた力が、車輪と車体との間に介在するリンク部材に入力されるから、特にタイヤのコーナリングフォースの影響を受け難い車両前後方向に伸びるリンク部材の軸力を例えば歪ゲージ等で測定するようにすれば、駆動力とリンクの軸力との関係を予め把握してマップ等にしておくことにより、駆動力を推定することができる。同様の理由から、リンク部材と車体とを結合するブッシュのたわみ量を測定すれば、駆動力を推定することができる。

【0036】また、車両前後方向加速度等に基づいて駆動力の配分比を制御するようになっている車両であれば、その前後方向加速度に基づいて前後輪間の駆動力の配分比を推定することも可能である。つまり、駆動力配分比制御用コントローラに入力されるのと同じセンサ出力を読み込むとともに、駆動力配分比制御用コントローラと同じロジックで演算を行って駆動力配分比を演算するようにしてもよい。

【0037】一方、車体に弾性支持されたサスペンションメンバを有する車両の場合、走行時にリンク部材に入力される軸力によってそのサスペンションメンバにも前後方向の変位が生じるから、そのサスペンションメンバの前後方向変位を検出することにより、駆動力の配分比を検出することも可能である。

【0038】また、手で駆動力の配分比を切換可能になっている車両であれば、その切換スイッチ等の位置から駆動力の配分比を認識できる。さらに、駆動力配分比可変手段が、駆動力伝達系に設けられたクラッチの押し付け力を油圧で調整するようになっている場合には、クラッチの押し付け圧力、つまり油圧を検出することにより、駆動力の配分比を検出できる。

【0039】また、駆動力配分比制御用コントローラの指令値に基づいて駆動力の配分比を検出することも可能である。

【0040】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、前輪側の駆動力の配分比の減少・増大に応じて、前輪側サスペンションのアンチリフト傾向や後輪側サスペンションのアンチスカット傾向を適宜変化させるようにしたため、車両が姿勢変化したり、或いは、車両の姿勢変化が途中で逆転したりすること等を防止又は低減できるか

ら、車両乗り心地が向上するという効果があり、しかも、流体圧シリンダや圧力制御弁が不要であるから、汎用性に優れ且つコストも嵩まない、という効果がある。

【0041】特に、請求項5に係る発明であれば、車体前部及び車体後部の両方の姿勢変化を回避又は低減できるから、より車両乗り心地が向上するという効果がある。また、請求項6に係る発明であれば、リンク部材の回転中心の所望の位置への移動をより高精度に行えるという効果がある。

【0042】そして、請求項7に係る発明であれば、コストをさらに低減できるという効果もあるし、現存の車両の多くに適用可能である。さらに、請求項8に係る発明であれば、請求項1～5に係る発明による作用効果をより確実に発揮でき、しかも全ての車両に容易に適用できるという効果がある。

【0043】

【発明の実施の形態】以下、この発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。図1乃至図6は本発明の第1の実施の形態を示す図であって、図1は車両概略側面図、図2は前輪 W_f 側サスペンションの一方の構成を示す斜視図、図3は油圧回路図である。従来の構造と同様の部材や同様の概念には同じ符号を付し、その重複する説明は省略する。

【0044】先ず、構成を説明すると、この車両Vは前後輪間の駆動力配分比が可変となっている四輪駆動車であって、エンジン1の駆動力は、その出力軸1Aを通じてトランスファ2に伝達されるようになっている。そして、トランスファ2の前輪側出力軸2Fが図示しない前輪側終減速装置の入力軸に連結され、その前輪側終減速装置の車幅方向に伸びる左右の出力軸が左右の前輪 W_f に連結されている。一方、トランスファ2の後輪側出力軸2Rは、油圧クラッチ3を介して、プロペラシャフト4に連結可能となっていて、プロペラシャフト4の後端部は図示しない後輪側終減速装置の入力軸に連結され、その後輪側終減速装置の車幅方向に伸びる左右の出力軸が左右の後輪 W_r に連結されている。ここで、図1の構成では、出力軸1A、トランスファ2、前輪側出力軸2F、前輪側終減速装置、後輪側出力軸2R、油圧クラッチ3、プロペラシャフト4、後輪側終減速装置が、駆動力伝達系を構成する。

【0045】油圧クラッチ3は、油圧シリンダ5の押圧力を受けてそのクラッチ板間の押し付け力が変化するようになっている。具体的には、油圧源6から油圧シリンダ5に供給される油圧が、制御バルブ7によって調整されるようになっている。制御バルブ7は、図示しないマイクロコンピュータ等から構成されたコントローラ8から供給される指令信号に応じて作動するようになっている。制御バルブ7の吐出圧が高くなれば、油圧シリンダ5の押圧力が大きくなって油圧クラッチ3の押し付け力が大きくなり、後輪側出力軸2Rからプロペラシャフト

4へのトルク伝達率が高くなる一方、制御バルブ7の吐出圧が低く又は零になれば、油圧シリンダ5の押圧力が小さく又は零になって油圧クラッチ3の押し付け力が小さく又は零になり、後輪側出力軸2Rからプロペラシャフト4へのトルク伝達率は低く若しくは零になる。また、この実施の形態では、後輪 W_R 側への駆動力の配分比は最大50%となるようになっている。従って、前輪 W_F 側駆動力と後輪 W_R 側駆動力との比は、100%:0%~50%:50%の間で連続的に変化可能となっている。

【0046】そして、コントローラ8には、例えば車体の重心位置に配設された車両前後方向加速度センサから前後方向加速度検出値が供給されるようになっていて、コントローラ8は、その前後方向加速度検出値に従って所定の演算処理を実行し、その前後方向加速度が増大するに従って前輪 W_F 側駆動力と後輪 W_R 側駆動力との比が100%:0%~50%:50%の間で連続的に変化するように、制御バルブ7に指令信号を出力するようになっている。

【0047】より具体的には、コントローラ8は、供給される前後方向加速度検出値に基づき、車両が通常走行時であるか急加速時であるかを判断し、通常走行時の場合には、後輪 W_R を駆動する機械的ロスによる燃費の悪化やタイトコーナブレーキング現象、直進安定性を考慮し、前輪 W_F 側の配分比 β を比較的大きく(つまり、 $\beta:(1-\beta)$ を100:0に近く)にする。これに対し、急加速時の場合には、前輪 W_F 側の駆動力を集中させると摩擦限界を越えて車輪が空転し駆動力が無駄になる可能性があるため、 $\beta:(1-\beta)$ を50:50に近づける。なお、前輪 W_F 及び後輪 W_R の回転速度を検出する車輪速センサを設け、そのセンサ出力をコントローラ8に供給し、コントローラ8においては、前輪 W_F 及び後輪 W_R 間の回転速度の差を演算し、回転速度が高い方は路面の摩擦抵抗が低く空転していると判定し、回転数の低い車輪側の方の駆動力配分比を高めるような制御を実行するようにしてもよい。

【0048】一方、前輪 W_F は、図2に示すように、リンク部材としての上側のAアーム10及び下側のAアーム11を備えたダブルウィッシュボーン式サスペンションを介して車体側(車体又はサスペンションメンバ)に支持されている。Aアーム10の前輪 W_F 側端部はボールジョイント等から構成される一つの連結点10Aを介してその前輪 W_F を回転自在に支持するアクスルハウジングに結合され、Aアーム10の車体側端部は車両前後方向に離隔した二つの連結点10B及び10Cを介して車体側に結合されている。また、下側のAアーム11の前輪 W_F 側端部は一つの連結点11Aを介してアクスルハウジングに結合され、Aアーム11の車体側端部は車両前後方向に離隔した二つの連結点11B及び11Cを介して車体側に結合されている。なお、下側のAアーム

11と車体側との間には、ショックアブソーバSAやコイルスプリングCSも介在している。

【0049】そして、Aアーム10及び11の車体側の連結点10B、10C、11B及び11Cのうち、上側のAアーム10の前側の連結点10B及び下側のAアーム11の前側の連結点11Bは、図3中に車両前方から見た状態の断面図として示す弾性ブッシュ20を介して、車体30側に連結されている。弾性ブッシュ20は、二重円筒式の弾性ブッシュであって、車体30側に固定される半円筒形の中空のブラケット20Aと、このブラケット20A内に同軸に配設された内筒20Bと、これらブラケット20A内面及び内筒20B外面間に加硫接着により充填されたゴム弾性体20Cと、を備えて構成され、内筒20Bが各Aアーム10及び11の連結点10B及び11Bのコ字状のブラケット10b、11bにボルト・ナットにより結合されている。

【0050】この弾性ブッシュ20のゴム弾性体20C内には、内筒20Bの上方に位置するように中空部20Dが形成されている。また、上側のAアーム10の後側の連結点10C及び下側のAアーム11の後側の連結点11Cは、図3中に車両前方から見た状態の断面図として示す弾性ブッシュ22を介して、車体30側に連結されている。弾性ブッシュ22も、弾性ブッシュ20と同様に、ブラケット22Aと、内筒22Bと、ゴム弾性体22Cと、を備えて構成され、内筒22Bが各Aアーム10及び11の連結点10C及び11Cのコ字状のブラケット10c、11cにボルト・ナットにより結合されている。

【0051】この弾性ブッシュ22のゴム弾性体22C内には、内筒22Bの下方に位置するように中空部22Dが形成されている。そして、弾性ブッシュ20内の中空部20Dと弾性ブッシュ22内の中空部22Dとは、制御バルブ7の吐出側に導通する油圧配管7Aの分岐管を通じて、その制御バルブ7から吐出される油圧が供給されるようになっている。つまり、制御バルブ7は、油圧ポンプ6A、リザーバタンク6B及びアキュムレータ6Cから構成される油圧源6と油圧クラッチ3との間に介在するから、各中空部20及び22には、制御バルブ7から油圧クラッチ3に供給されるのと同じ油圧が供給されるようになっている。

【0052】なお、車両Vの左右の後輪 W_R も、前輪 W_F と同様に、リンク部材としての上側のAアーム及び下側のAアームを備えたダブルウィッシュボーン式サスペンションを介して車体側に支持されているが、具体的な構成は図2に示した前輪 W_F 側サスペンションと同様であるため、その図示及び詳細な説明は省略する。

【0053】そして、後輪 W_R 側の上側のAアーム及び下側のAアームのそれぞれの内端部も、前輪 W_F 側と同様に弾性ブッシュ20、22を介して車体側に連結されているが、図1に示すように、それら上下のAアームの

前側の連結点には弾性ブッシュ20が適用され、上下のAアームの後側の連結点には弾性ブッシュ22が適用されている。後輪 W_R 側の弾性ブッシュ20内の中空部20D及び弾性ブッシュ22内の中空部22Dにも、前輪 W_F 側と同様に、油圧クラッチ3に供給されるのと同じ油圧が供給されるようになっている。

【0054】次に、本実施の形態の動作を説明する。即ち、車両走行中には、コントローラ8が供給される各検出値に基づいて所定の演算処理を実行し、その演算結果に基づいて制御バルブ7の吐出圧を制御するため、前輪 W_F 側の駆動力と後輪 W_R 側の駆動力との配分比が適宜変化する。そして、急加速状態でない通常走行時に、それら前輪 W_F 側の駆動力と後輪 W_R 側の駆動力との配分比が $\beta : (1-\beta)$ であったものとし、かかる配分比において車両側面視である図4に示すような状態が得られているものとする。

【0055】つまり、通常走行時においては、点 A_1 と前輪 W_F のホイールセンタ WC_F とを結ぶ線 L_1 上に前輪 W_F 側の回転中心 C_F が位置し、点 A_1 と後輪 W_R のホイールセンタ WC_R とを結ぶ線 L_2 上に後輪 W_R 側の回転中心 C_R が位置しているのである。このため、この通常走行時には、上記(1)、(2)式によって求められる前輪 W_F のアンチリフト率 η_f 及び後輪 W_R のアンチスカット率 η_r は、それぞれ1になるから、重心Gに働く慣性力Fによる車体前部のリフトや車体後部のスカットは生じず、フラットな車両姿勢が保たれて良好な車両乗り心地が得られる。

【0056】一方、車両Vが急加速状態になると、コントローラ8からの指令信号に応じて制御バルブ7の吐出圧が増大し、油圧クラッチ3の押し付け力が増大するから、後輪側出力軸2R及びプロペラシャフト4間のトルク伝達率が上昇する。この結果、前輪 W_F 側の駆動力の配分比が減少し、後輪 W_R 側の駆動力配分比が増大する、という駆動力の配分比に変化が生じる。かかる変化が生じた後の駆動力の配分比を、 $\beta' : (1-\beta')$ とする($\beta' > \beta$)。

【0057】すると、図4に示す点 A_1 は、配分比 β から β' への変化に追従するように車両前方に移動して例えば点 A_1' となるから、線 L_1 は徐々に立ち上がって例えば線 L_1' となり、線 L_2 は徐々に倒れて例えば線 L_2' となり、角度 θ_{f0} は徐々に大きくなって例えば角度 θ_{f0}' となり、角度 θ_{r0} は徐々に小さくなって例えば角度 θ_{r0}' となる。このため、角度 θ_f 及び θ_r が変化しなければ、従来の技術において詳述したように、前輪 W_F 側のアンチリフト力が不足し、後輪 W_R 側のアンチスカット力が過剰になってしまうのである。

【0058】これに対し、弾性ブッシュ20内の空洞部20D内には制御バルブ7の吐出圧が供給されているから、急加速時にその吐出圧が増大すれば空洞部20Dを拡張させようとする力が生じる。このため、図5(a)

に示すように、ゴム弾性体20Cの弾性変形に伴って内筒20Bが下方に押し下げられる。一方、弾性ブッシュ22内の空洞部22D内にも制御バルブ7の吐出圧が供給されているから、その空洞部22Dも拡張しようとするが、空洞部22Dは空洞部20Dとは異なり内筒22Bの下方に位置しているため、図5(b)に示すように、ゴム弾性体22Cの弾性変形に伴って内筒22Bは下方に持ち上げられる。

【0059】すると、前輪 W_F 側のサスペンションにあっては、図6に示すように、上側のAアーム10の車体側端部の通常走行時における揺動中心軸 S_{10} は、これよりも前側が下がり後側が上がった揺動中心軸 S_{10}' に移動するようになるし、下側のAアーム11の車体側端部の通常走行時における揺動中心軸 S_{11} も、これよりも前側が下がり後側が上がった揺動中心軸 S_{11}' に移動するようになるから、回転中心 C_F は略上方に移動し、例えば回転中心 C_F' となる。

【0060】同様に、後輪 W_R 側のサスペンションにあっては、上側のAアームの車体側端部の通常走行時における揺動中心軸は、これよりも前側が下がり後側が上がった揺動中心軸に移動するようになるし、下側のAアームの車体側端部の通常走行時における揺動中心軸も、これよりも前側が下がり後側が上がった揺動中心軸に移動するようになるが、そもそも回転中心 C_R は後輪 W_R よりも前方に位置していたから、その回転中心 C_R は略下方に移動するようになる。

【0061】このため、図6に示すように、角度 θ_f は増大方向に変化して角度 θ_f' となるし、図示はしないが、角度 θ_r は縮小方向に変化する。すると、角度 θ_f 及び角度 θ_r を積極的に移動させるようにはなっていない従来の従来に比べて、角度 θ_{f0} 及び θ_r の偏差が小さくなり、角度 θ_{f0} 及び θ_r の偏差が小さくなるから、前輪 W_F 側のアンチリフト率 η_f 及び後輪 W_R 側のアンチスカット率 η_r が1から大きくはずれることが防止される。この結果、車体前部及び車体後部が大きくリフトすることが回避できるから、車体姿勢をよりフラットに保つことができ、車両乗り心地が向上するのである。

【0062】なお、急加速状態が終了して通常走行状態に戻った場合には、油圧クラッチ3の押し付け力が小さくなって、前輪 W_F 側の駆動力の配分比が増大し、前輪及び後輪間の駆動力の配分比が元の $\beta : (1-\beta)$ の戻るとともに、弾性ブッシュ20、22の各内筒20B、22Bもゴム弾性体20C、22Cの弾性復元力によって元の位置に戻るから、各回転中心 C_F 及び C_R も元の位置に戻る。従って、前輪 W_F 側の駆動力の配分比が減少又は増大しても、前輪 W_F 側のアンチリフト率 η_f 及び後輪 W_R 側のアンチスカット率 η_r が1から大きくはずれることが防止されるから、常に車体姿勢をよりフラットに保つことができる。

【0063】しかも、回転中心 C_F 及び C_R の移動量を

決める内筒20B、22Bの下降量は、駆動力の配分比を決める制御バルブ7の吐出圧によって決まり、その駆動力の配分比によって角度 θ_{r0} 、 θ_{r0} の変化幅は決まるから、回転中心 C_F 及び C_R の移動量を線 L_1 、 L_2 の移動に略確実に追従させることができる。

【0064】さらに、本実施の形態においては、制御バルブ7から吐出される油圧を利用して回転中心 C_F 、 C_R を移動させるようになっているから、他の動力源が不要であるため、低コストで済むという利点もある。

【0065】ここで、本実施の形態では、トランスファ2、油圧クラッチ3、油圧シリンダ5、油圧源6、制御バルブ7及びコントローラ8が駆動力配分比可変手段に対応し、弾性ブッシュ20及び22が回転中心移動手段に対応する。

【0066】図7及び図8は本発明の第2の実施の形態を示す図であって、図7(a)及び(b)は弾性ブッシュ20、22の内筒20B、22Bを変位させる構造を示す概略断面図である。なお、全体的な構成は上記第1の実施の形態と同様であるため、その図示及び説明は省略する。

【0067】即ち、本実施の形態においては、図7(a)に示すように、内在するピストン32Aの変位方向を上下とした油圧シリンダ32を、弾性ブッシュ20の上側に位置するように車体30に固定して設けていて、そのピストン32Aと一体に上下動するピストンロッド32Bの下端部を、弾性ブッシュ20の内筒20Bに結合している。そして、油圧シリンダ32のピストン32Aの上側に画成された液室32U内には油圧配管7Aを通じて制御バルブ7から吐出される油圧が導入されるようになっている。なお、ピストン32Aの下側の空間32Lは大気圧に通じている。

【0068】一方、図7(b)に示すように、内在するピストン34Aの変位方向を上下とした油圧シリンダ34を、弾性ブッシュ22の上側に位置するように車体30に固定して設けていて、そのピストン34Aと一体に上下動するピストンロッド34Bの下端部を、弾性ブッシュ22の内筒22Bに結合している。そして、油圧シリンダ34のピストン34Aの下側に画成された液室34L内には油圧配管7Aを通じて制御バルブ7から吐出される油圧が導入されるようになっている。なお、ピストン34Aの上側の空間34Uは大気圧に通じている。

【0069】このような構成であっても、例えば急加速時に制御バルブ7から吐出される油圧が増大すれば、その変化に応じて、図8(a)に示すように、油圧シリンダ32のピストン32Aは下方に移動するから、ピストンロッド32Bを介して内筒20Bは下方に変位する一方、図8(b)に示すように、油圧シリンダ34のピストン34Aは上方に移動するから、ピストンロッド34Bを介して内筒22Bは下方に変位する。また、急加速時から通常走行に戻り、制御バルブ7から吐出される油

圧が減少すれば、内筒20B、22Bは上記とは逆に変位する。この結果、前輪側の回転中心 C_F 及び後輪側の回転中心 C_R は線 L_1 、 L_2 の変化を追従するように移動するから、上記第1の実施の形態と同様の作用効果を発揮することができる。

【0070】そして、本実施の形態の構成であれば、弾性ブッシュ20、22のゴム弾性体20C、22C内に空洞部を形成する必要がないため、上記第1の実施の形態の構成に比べて、ゴム弾性体20B、22Bの耐久性等の点で有利である。

【0071】ここで、本実施の形態では、弾性ブッシュ20、22及び油圧シリンダ32、34が回転中心移動手段に対応する。図9は本発明の第3の実施の形態を示す図であって、上記第1の実施の形態における図3と同様の油圧回路図である。なお、全体的な構成は上記第1の実施の形態と同様であるため、その図示及び説明は省略する。また、上記第1の実施の形態と同様の構成には、同じ符号を付し、その重複する説明は省略する。

【0072】即ち、本実施の形態では、油圧配管7Aの油圧クラッチ3側への供給管と弾性ブッシュ20、22側の供給管との分岐部よりも弾性ブッシュ20、22側の位置に、制御バルブ7が吐出する油圧を増圧して弾性ブッシュ20、22側に吐出するようになっている油圧ブースタ36を設けている。なお、油圧ブースタ36には、図示しない油圧源からの高圧油や空気吸入負圧等が供給されるようになっている。

【0073】このような構成であれば、例えばサスペンション特性の制約からゴム弾性体20C、22Cの剛性が下げられないため、制御バルブ7が吐出する油圧では内筒20B、22Bを十分に上下動できないような場合であっても、油圧ブースタ36による増圧作用によって空洞部20D、22Dを大きく拡張して、内筒20B、22Bを十分に上下方向に変位させることができるようになる。また、新たに付加されるのが機械的な構成であるため、比較的低コストで済むという利点もある。その他の作用効果は上記第1の実施の形態と同様である。

【0074】図10及び図11は本発明の第4の実施の形態を示す図であり、図10は上記第1の実施の形態における図3と同様の油圧回路図である。なお、全体的な構成は上記第1の実施の形態と同様であるため、その図示及び説明は省略する。

【0075】ここで、上記第1～第3の実施の形態では、前後輪間の駆動力の配分比制御用に設けている制御バルブ7から吐出される油圧を利用して、前輪側サスペンション及び後輪側サスペンションを構成する各Aアームの車体側端部の揺動中心軸を移動させるようにしているが、本実施の形態では、独立した他の動力源によってその揺動中心軸を移動させるようにしている。

【0076】つまり、本実施の形態においては、図10に示すように、油圧ポンプ40から吐出される圧油が圧

力制御弁41に導入され、その圧力制御弁41から吐出される油圧が配管41Aを介して弾性ブッシュ20、22内の空洞部20D、22D内に供給されるようになっている。圧力制御弁41は、図示しないマイクロプロセッサや必要なインタフェース回路等から構成されたコントローラ42から供給される制御電流Iに応じて駆動する電磁式の制御弁であって、その制御電流Iに比例した油圧を配管41Aを通じて吐出するようになっている。

【0077】コントローラ42には、前輪側サスペンションを構成するリンク部材の軸力を検出する例えば歪ゲージ等から構成される軸力センサ43F及び後輪側サスペンションを構成するリンク部材の軸力を検出する例えば歪ゲージ等から構成される軸力センサ43Rからそれぞれ軸力検出値 D_F 及び D_R が供給されるようになっている。そして、コントローラ42は、供給される軸力検出値 D_F 及び D_R に基づき前輪側及び後輪側の駆動力の実際の配分比 β ： $(1-\beta)$ を演算し、その演算された配分比に応じて圧力制御弁41の吐出圧が増減するように、圧力制御弁41に対して制御電流Iを出力するようになっている。なお、コントローラ42は、前輪側の駆動力の配分比 β の減少に応じて圧力制御弁41の吐出圧が増大し、その配分比 β の増大に応じて圧力制御弁41の吐出圧が減少するように、圧力制御弁41に対して制御電流Iを出力するようになっている。

【0078】つまり、駆動力が車輪に作用すると、その駆動力に応じた力が、車輪と車体との間に介在するリンク部材に入力されるから、特にタイヤのコーナリングフォースの影響を受け難い車両前後方向に伸びるリンク部材の軸力を軸力センサ43F及び43Rで測定すれば、駆動力とリンクの軸力との関係を予め把握してマップ等にしておくことにより、駆動力を推定することができる。同様の理由から、リンク部材と車体とを結合するブッシュのたわみ量を測定すれば、駆動力を推定することができる。

【0079】また、コントローラ42には、弾性ブッシュ20、22の内筒20B、22Bのそれぞれの上下方向のストローク量 S_{20} 、 S_{22} を検出するストロークセンサ44、45も接続されていて、コントローラ42は、それらストロークセンサ44、45から供給されるストローク量 S_{20} 、 S_{22} に基づいて、内筒20B、22Bの上下方向変位が適切な値になるように制御電流Iの値を微調整するフィードバック制御をも実行するようになっている。なお、コントローラ42には、図示しない車速センサから車速検出信号Vが供給されるようになっていて、コントローラ42は、車速検出信号Vに基づいて車両が走行中であるか否かを判定し、車両が走行中の場合にのみ配管41A内の油圧を上昇させるようになっている。

【0080】図11は、コントローラ42内で実行される処理の概要を示すフローチャートであって、イグニッ

ションスイッチがオンとなった直後に開始され、先ずそのステップ101において車速検出信号Vが読み込まれ、ステップ102において車速検出信号Vが0を超えているか否か、つまり車両が走行中であるか否かが判定される。このステップ102の判定が「NO」の場合は、駆動力配分比制御は実行されておらず、従って回転中心 C_F 、 C_R を積極的に移動させる必要はないと判断し、ステップ103の以降の処理は実行せず、ステップ111に移行する。ステップ111ではこの図11の処理を終了する条件が満たされているか否か、例えばイグニッションスイッチがオフになったか否かが判定される。条件を満たしている場合には、これで図11の処理を終了するが、満たしていない場合にはステップ101に戻り、図11の処理を再び実行する。

【0081】一方、ステップ101の判定が「YES」の場合には、ステップ103に移行して、各軸力センサ43F、43Rから供給される軸力検出値 D_F 、 D_R を読み込み、次いでステップ104に移行し、それら軸力検出値 D_F 、 D_R に基づいて前後輪間の駆動力の配分比 β ： $(1-\beta)$ を演算する。

【0082】そして、ステップ105に移行し、ステップ104の演算結果に基づいて、図4に示したような各概念の関係に従って、前輪側のアンチリフト率及び後輪側のアンチスカット率が出来るだけ1に近づけることができる回転中心 C_F 、 C_R の最適位置を演算し、ステップ106に移行し、ステップ105で演算された回転中心 C_F 、 C_R の最適位置に対応する圧力制御弁41の吐出圧を演算する。

【0083】次いで、ステップ107に移行し、ステップ106で演算した吐出圧が圧力制御弁41から吐出されるように、その圧力制御弁41に対して制御電流Iを出力する。

【0084】ステップ107で制御電流Iが出力されると、圧力制御弁41が適宜作動してその吐出圧が増減するから、油圧シリンダ32、34のピストン32A、34Aが所定量だけ上下動し、弾性ブッシュ20、22の内筒20B、22Bが上下動して各Aアームの車体側揺動中心軸が移動する。この結果、回転中心 C_F 、 C_R が駆動力の配分比の変化を追従するように移動するから、上記第1の実施の形態と同様に車両乗り心地の向上が図られるのである。

【0085】なお、ステップ107からステップ108に移行して、ストロークセンサ44、45から供給されるストローク検出量 S_{20} 、 S_{22} が読み込まれ、次いでステップ109に移行して、そのストローク検出量 S_{20} 、 S_{22} に基づいて現在の回転中心 C_F 、 C_R の位置が演算される。そして、ステップ110に移行し、ステップ109で演算された回転中心 C_F 、 C_R の現在位置とステップ105で求めた最適位置との差が一定値以下であるか否かが判定される。この判定が「YES」の場合には

ステップ111に移行するが、「NO」の場合には、フィードバック制御が必要であると判定し、ステップ112に移行して、ステップ110での誤差に基づいた調整量分を付加又は減じることにより、制御電流Iを調整する。そして、ステップ107に戻って、ステップ112で調整された制御電流Iを新たに出力するが、ステップ107~110、112の処理は、ステップ110の判定が「YES」となるまで繰り返し実行されるから、回転中心 C_F 、 C_R の位置はステップ105で演算した最適な位置に落ち着くようになる。

【0086】このように、本実施の形態の構成であっても、駆動力の配分比 β に変化が生じて、その変化を追従するように圧力制御弁41の吐出圧が変化して、弾性ブッシュ20、22の内筒20B、22Bの上下位置が適宜調整されるから、各Aアームの車体側揺動中心軸が移動する。従って、上記第1の実施の形態と同様の作用効果が発揮される。

【0087】そして、本実施の形態の構成であれば、油圧ポンプ40や圧力制御弁41からなる独立した動力源をコントローラ42によって制御することにより、回転中心 C_F 、 C_R を移動させるようになっているから、きめ細かな制御が可能であり、アンチリフト率 η_f やアンチスカット率 η_s を所望の値に高精度に制御することができる。しかも、ストロークセンサ44を設けることによりフィードバック制御をも実行するようになっているから、極めて高精度の制御が行えるようになっている。

【0088】ここで、本実施の形態では、軸力センサ43F、43R及びステップ104の処理が駆動力配分比検出手段に対応し、油圧シリンダ32、34がアクチュエータに対応する。

【0089】なお、本実施の形態では、油圧シリンダ32、34によって内筒20B、22Bを上下動させるようにしているが、上記第1の実施の形態のように弾性ブッシュ20C、22C内の空洞部20D、22Dに油圧を供給するような構成であってもよいし、或いは、油圧シリンダ32、34や圧力制御弁41、油圧ポンプ40の代わりに電動モータやドライバ回路を設けることにより、電気的な力で内筒20B、22Bを上下動させるようにしてもよい。

【0090】図12は本発明の第5の実施の形態を示す図であり、上記第1の実施の形態の図3と同様の油圧回路図である。なお、全体的な構成は上記第1の実施の形態と同様であるため、その図示及び説明は省略する。また、弾性ブッシュ22側の構成は、内筒22Bの上下変位が逆になっていることを除いては弾性ブッシュ20と同様であるため、その図示及び説明は省略する。

【0091】即ち、本実施の形態は、上記第4の実施の形態と同等の構成を備えているが、出力ポートを二つ備えた方向切換弁50を適用し、その一方の出力ポートを配管50Aを介して油圧シリンダの上側の液室32Uに

連通させ、他方の出力ポートを配管50Bを介して油圧シリンダの下側の液室32Lに連通させている。この場合、液室32U及び32Lのいずれも、大気圧には通じていない。

【0092】そして、方向切換弁50は、コントローラ42から供給される制御電流Iに応じて、油圧ポンプ40の吐出側を配管50A又は50Bの一方に通じさせるようになっている。なお、油圧ポンプ40の吐出側に通じない配管50A又は50Bはリザーバタンクに通じることになる。

【0093】このような構成であれば、方向切換弁50の状態を適宜制御することにより、液室32U及び32Lの一方に高圧の作動油を供給し且つ他方からは作動油をリザーバタンクに戻すようになるから、ピストン32Aの上下動範囲を上記第4の実施の形態等と比べて広くできる。このため、各Aアームの車体側揺動中心軸の移動範囲が広がるから、それだけ回転中心 C_F 、 C_R を大きく動かすことができるようになるし、Aアームの車体側揺動中心軸を元の位置に移動させる場合にも油圧を利用して素早く戻すことができるから、さらに良好な姿勢変化抑制制御が行えるようになる。

【0094】なお、油圧シリンダ32を省略するとともに、図13に示すように、弾性ブッシュ20のゴム弾性体20C内に内筒20Bを上下から挟み込むように二つの空洞部20D、20Eを形成し、空洞部20Dに対しては配管50Aを通じて作動油の給排を可能とし、空洞部20Eに対しては配管50Bを通じて作動油の給排を可能としても、この第5の実施の形態と同様の作用効果が得られる。

【0095】なお、上記各実施の形態では、本発明に係る車両用サスペンションをダブルウィッシュボーン式サスペンションに適用した場合について説明しているが、本発明の適用対象はこれに限定されるものではなく、他の形式のサスペンションであっても当然に適用可能である。

【0096】例えば、図14は、前輪 W_f 側のサスペンションの概略構成を示す側面図であり、ストラット式サスペンションに本発明を適用したものである。つまり、図2に示した上記第1の実施の形態の構成における上側のAアーム10の代わりに、リンク部材としてのショックアブソーバ52を用いている。そして、ショックアブソーバ52の上端側の取付点52Aを、上記第1の実施の形態や第2の実施の形態で示したような弾性ブッシュ20、22を介して車体側に連結することにより、車両前後方向に変位できるようにしている。このような構成であれば、例えば前輪 W_f 側の駆動力の配分比 β の減少に応じて、Aアーム11の車体側の取付点11B及び11Cを上記第1の実施の形態と同様に上下変位させるとともに、取付点52Aを車両前方に変位させれば、回転中心 C_F は略車両前方に変位し、角度 θ_f が増大方向に

変化するから、上記第1の実施の形態と同様の作用効果が得られるようになる。

【0097】図15は、後輪 W_R 側のサスペンションの概略構成を示す側面図であって、トレーリングアーム式サスペンションに本発明を適用したものであり、リンク部材としてのトレーリングアーム54の車体側取付点を、上記第1の実施の形態や第2の実施の形態で示したような弾性ブッシュ20、22を介して車体側に連結することにより、車両上下方向に変位できるようにしている。このような構成であっても、例えば前輪 W_F 側の駆動力の配分比 β の減少に応じてトレーリングアーム47の車体側取付点を下方に変位させれば、回転中心 C_R は略下方に変位し、角度 θ が減少方向に変化するから、上記第1の実施の形態と同様の作用効果が得られるようになる。

【0098】図16は、後輪 W_R 側のサスペンションの概略構成を示す側面図であって、トレーリングリンク式ダブルウィッシュボーンサスペンションに本発明を適用したものであり、後輪 W_R を回転自在に支持するアクスルハウジングの上部と車体側との間に略車両前後方向に伸びるリンク部材としてのトレーリングリンク56を介在させ、アクスルハウジングの下部と車体側との間に上記第1の実施の形態で説明したのと同様のリンク部材としてのAアーム14を介在させている。トレーリングリンク56は、その前端部が車体側への取付点56Aであり、その後端部がアクスルハウジングへの取付点56Bであって、これら取付点56A、56Bを、上記第1の実施の形態や第2の実施の形態で示したような弾性ブッシュ20、22を介して車体側又はアクスルハウジングに連結することにより、車両上下方向に変位できるようにしている。このような構成であっても、例えば前輪 W_F 側の駆動力の配分比 β の減少に応じて、Aアーム14の車体側の取付点14B及び14Cを上記第1の実施の形態と同様に上下変位させるとともに、トレーリングリンク56の前側の取付点56Aを下方に変位させ、後側の取付点56Bを上方に変位させれば、回転中心 C_R は略車両下方に変位し角度 θ が減少方向に変化するから、上記第1の実施の形態と同様の作用効果が得られるようになる。

【0099】図17は、後輪 W_R 側のサスペンションの概略構成を示す側面図であって、図16に示した例と同様にトレーリングリンク式ダブルウィッシュボーンサスペンションに本発明を適用したものであるが、トレーリングリンク56を下方に、リンク部材としてのAアーム13を上方に位置させている点が異なっている。このような構成であっても、前輪 W_F 側の駆動力の配分比 β の減少に応じて、Aアーム13の車体側の取付点13B及び13Cを上記第1の実施の形態と同様に上下変位させるとともに、トレーリングリンク56の前側の取付点56Aを下方に変位させ、後側の取付点56Bを上方に変

位させれば、回転中心 C_R は略車両下方に変位し角度 θ が減少方向に変化するから、上記第1の実施の形態と同様の作用効果が得られるようになる。

【0100】なお、上記各実施の形態では特に言及しなかったが、前輪 W_F 側及び後輪 W_R 側間の駆動力の配分比 β ： $(1-\beta)$ が、100%：0%、若しくは後輪 W_R 側の駆動力の配分比 $(1-\beta)$ が非常に小さい場合には、車体後部のアンチスカット率 η_r を1にするためには、図18に示すように、ホイールセンタ WC_R の真上に回転中心 C_R を位置させなければならないが、これでは後輪 W_R 側のホイールセンタ WC_R の軌跡 X_R の方向は略水平となり、後輪 W_R 側サスペンションは実質的に上下動しなくなってしまう。しかも、弾性ブッシュ20、22の上下変位量にも限界があるため、角度 θ の変化にも限界がある。従って、後輪 W_R 側の駆動力の配分比 $(1-\beta)$ が零若しくは非常に小さくなる車両の場合には、アンチスカット率 η_r を常時1にすることは実質的に不可能であるから、ある程度のアンチスカット率 η_r に抑えざるを得ない。同様の理由から、前輪 W_F 側の駆動力の配分比 β が零若しくは非常に小さくなる車両の場合には、アンチリフト率 η_f を常時1にすることは実質的に不可能であるから、ある程度のアンチリフト率 η_f に抑えざるを得ない。

【0101】また、上記各実施の形態では、通常状態におけるアンチリフト率 η_f 及びアンチスカット率 η_r を共に1とする車両に本発明を適用した場合について説明しているが、自然な感覚を残すために、それらアンチリフト率 η_f 及びアンチスカット率 η_r を共に1未満とする場合もあるが、そのような場合であっても、車両乗り心地が向上するという利点を得られる。つまり、加速時等に車体前部にリフトが車体後部にスカットが生じるように設計している車両において、前後方向加速度に応じて後輪側の駆動力の配分比 $(1-\beta)$ を図19(a)に示すように変化させるようにした場合、回転中心 C_F 、 C_R を積極的に移動させるようになっていない従来の構造であると、駆動力配分比変化の影響により、図19(b)に特性Bで示すように車体前部の上下変位が急激になり、図19(c)に特性Bで示すように車体後部の上下変位が逆転してしまうため、乗員は違和感を感じてしまい、車両乗り心地が悪化してしまうのである。これに対し、本発明を適用した場合には、駆動力配分比が変化しても、図19(b)特性A及び図19(c)特性Aで示すように、直進走行時の車体の姿勢変化は前後方向加速度に応じたものとなるから、車両乗り心地を向上することができるのである。

【0102】そして、上記各実施の形態では、例えばAアーム10の二つの車体側の取付点10B、10Cのそれぞれを上下変位させることにより、その車体側端部の揺動中心軸 S_{10} を移動させるようにしているが、これに限定されるものではなく、取付点10B及び10Cのい

ずれか一方を適宜上下変位させることにより、揺動中心軸 S_{10} を移動させるようにしてもよい。なお、取付点10B及び10Cのいずれか一方を適宜上下変位させる場合、揺動中心軸 S_{10} を十分移動させるためには例えばゴム弾性体20B、22Bの剛性を低くすればよい。このような構成とすれば、構成が簡易になって低コストで済むという利点がある。他方のAアーム11や後輪 W_R 側のAアームについても同様である。

【0103】さらに、上記各実施の形態では、前輪 W_F 側の駆動力の配分比 β の変化に応じて、前輪 W_F 側のサスペンションを構成するリンク部材の回転中心 C_F 及び後輪 W_R 側のサスペンションを構成するリンク部材の回転中心 C_R の両方を移動させることにより、車体前部の上下動及び車体後部の上下動を防止するようにしているが、回転中心 C_F 及び C_R のいずれか一方のみを移動させるようにしても、車体前部又は車体後部の一方の上下変位を防止できるから、従来のサスペンションに比べて車両姿勢を良好にできる効果がある。

【0104】また、上記実施の形態では、駆動力伝達系に設けられた油圧クラッチ3の押し付け力をコントローラ8や制御バルブ7で制御することにより前後輪間の駆動力の配分比を可変としているが、駆動力の配分比を可変とする構造はこれに限定されるものではなく、例えば、前後輪の各油圧ポンプの差圧を利用してクラッチの押し付け力を制御する構造のものや、遊星歯車装置を利用した構造であってもよく、前者の場合には差圧を利用して弾性ブッシュ20、22の内筒20B、22Bを上下動させることが可能であるし、後者の場合には遊星歯車装置の回転拘束用クラッチの油圧を利用して弾性ブッシュ20、22の内筒20B、22Bを上下動させることが可能である。

【0105】そして、上記各実施の形態では、油圧クラッチ3の押し付け力が零のときには前輪駆動車となる車両に本発明を適用しているが、これとは逆に油圧クラッチ3の押し付け力が零のときには後輪駆動車となる車両であっても、本発明の適用は可能である。また、そのような後輪駆動車ベースの場合、駆動力の配分比の変化と油圧クラッチ3の油圧変化との関係は、上記実施の形態の場合とは逆になる、つまり、油圧が増大するに従って前輪側の駆動力の配分比 β が増大するため、例えば図1の構成であれば、弾性ブッシュ20と弾性ブッシュ22とを入れ換えて配置する必要がある。

【0106】また、上記第4、第5の実施の形態では、二つの軸力センサ43F、43Rが検出した前後各サスペンションのリンク部材の軸力検出値 D_F 及び D_R に基づいて駆動量の配分比を演算するようにしているが、駆動量の配分比を検出する手段はこれに限定されるものではない。

【0107】例えば、コントローラ8に車両前後方向加速度、前後輪の車輪速、アクセル開度、ギア位置、横加

速度、ヨーレート等の各検出値が供給され、その検出値に基づいて駆動力の配分比を制御するようになっている車両であれば、コントローラ8に入力されるのと同じセンサ出力を読み込むとともに、コントローラ42においてコントローラ8と同じロジックで演算を行って駆動力配分比を演算するようにしてもよい。

【0108】一方、車体に弾性支持されたサスペンションメンバを有し、そのサスペンションメンバにリンク部材の車体側端部が結合されている車両の場合、走行時にリンク部材に入力される軸力によってそのサスペンションメンバにも前後方向の変位が生じるから、そのサスペンションメンバの前後方向変位やピッチ角を検出することにより、駆動力の配分比を検出することも可能である。

【0109】また、手動で駆動力の配分比を切替可能になっている車両であれば、その切替スイッチ等の位置から駆動力の配分比を認識できる。さらに、上記実施の形態のように、油圧クラッチ3の押し付け力を油圧によって調整するようになっている場合には、クラッチの押し付け圧力、つまり油圧を検出することにより、駆動力の配分比を検出できる。また、コントローラ8から出力される指令値に基づいて駆動力の配分比を検出することも可能である。

【0110】ここで、図20に示すような緒言の車両Vの場合について検討する。即ち、ホイールベースが2800mm、前輪 W_F の半径が300mm、車両重心点Gの高さが500mm、Aアーム10及び11の前輪 W_F 側連結点10A及び11A間の上下方向間隔が250mm、Aアーム10及び11の車体側連結点10B及び10C、11B及び11C間の前後方向間隔が280mmであり、前輪 W_F 及び後輪 W_R 間の駆動力の配分比 β （ $1-\beta$ ）が、通常走行時において100%：0%であり、急加速状態において50%：50%であったものとする。

【0111】そして、通常走行時及び急加速時の両方において、前輪 W_F 側のアンチリフト率 η_F を1にするためには、通常走行時の回転中心 C_F を、急加速時には、図20に示す回転中心 C_F' に移動させる必要があり、その場合の各Aアーム10、11の車体側の取付点10B、10C、11B及び11Cに必要な上下変位は、図21に示すように、それぞれ25mmとなる。

【0112】しかし、車両用サスペンションのリンク部材と車体側との間を結合する弾性ブッシュには、ある程度の剛性が必要であるため、25mmもの大変位を許容させるのは実際には難しく、例えば弾性ブッシュ自体を大型化する等の工夫が必要である。そこで、図22に示すような弾性ブッシュ60を提案するものである。即ち、図22(a)に示すように、この弾性ブッシュ60は二重円筒式の弾性ブッシュであって、弾性ブッシュ20、22と同様に、中空のブラケット60A、内筒60

B、ゴム弾性体60Cを備えて構成される。そして、ゴム弾性体60C内には、内筒60Bを上下から挟み込むように二つの中空部60D、60Eが形成されている。ただし、一方の中空部60Dには例えば図3の弾性ブッシュ20と同様に制御バルブ7から油圧が供給されるようになっているが、他方の中空部60Eは大気圧に通じている。

【0113】また、中空部60Dは、これに油圧が供給されない状態では略上下方向に潰れてスリット状になるが、そのときの中空部60Eは、上下に広がっていて、その上下方向の幅Eは、内筒60Bに必要な上下方向変位と同等（この例では、25mm）になっている。

【0114】さらに、ゴム弾性体60C内には、内筒60Bを左右から距離を隔てて挟み込むように、円弧状に僅かに屈曲した二枚の金属板60F、60Gが埋め込まれている。

【0115】このような構成であれば、上記第1の実施の形態と同様に、急加速時に制御バルブ7から吐出される油圧が上昇すれば、図22(b)に示すように、中空部60Dが上下に拡張しようとするが、中空部60Dの拡張に伴って中空部60Eが上下に潰れようとするし、しかも中空部60Dの拡張は金属板60F、60Gを介して効率よく中空部60E側に伝達される。すると、中空部60Dは大きく拡張でき、中空部60Eは大幅に潰れるから、内筒60Bは中空部60Eの当初の厚さEと略同じ距離だけ下方に変位することができる。内筒60Bを上方に変位させたい場合には、中空部60Dと60Eとの位置関係を逆にすればよい。つまり、図21に示したような大きな変位が必要な場合であっても、図22(a)に示すような弾性ブッシュ60を採用すれば、極めて現実的に必要な変位を得ることができるのである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態における車両概略側面図である。

【図2】前輪側サスペンションの構成例を示す斜視図である。

【図3】第1の実施の形態における油圧回路図である。

【図4】第1の実施の形態の動作を説明する車両概略側面図である。

【図5】弾性ブッシュの変位を説明する図である。

【図6】回転中心の移動を説明する前輪側サスペンションの概略側面図である。

【図7】第2の実施の形態における弾性ブッシュの変位構造を示す断面図である。

【図8】第2の実施の形態の動作を説明する図である。

【図9】第3の実施の形態における油圧回路図である。

【図10】第4の実施の形態における油圧回路図である。

【図11】第4の実施の形態の動作を説明するフローチャートである。

【図12】第5の実施の形態における油圧回路図である。

【図13】第5の実施の形態の変形例を示す断面図である。

【図14】本発明の他の適用例を示す前輪側サスペンションの概略構成図である。

【図15】本発明の他の適用例を示す後輪側サスペンションの概略構成図である。

【図16】本発明の他の適用例を示す後輪側サスペンションの概略構成図である。

【図17】本発明の他の適用例を示す後輪側サスペンションの概略構成図である。

【図18】前輪駆動車ベースの四輪駆動車の場合の注意点を説明する図である。

【図19】前後方向加速度と後輪側の駆動力の分配比と車体上下変位との関係を示すグラフである。

【図20】本発明のより具体的な適用例を示す車両概略側面図である。

【図21】リンク部材の変位の説明図である。

【図22】弾性ブッシュの構成例を示す断面図である。

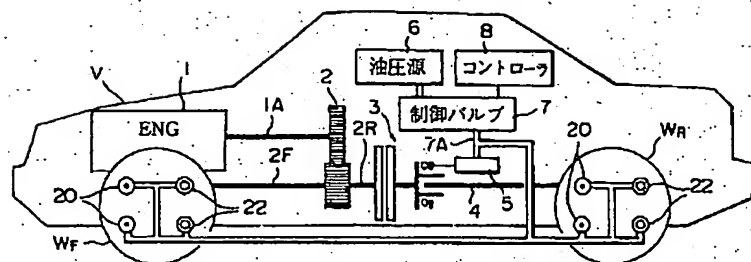
【図23】従来の問題点を説明する車両概略側面図である。

【図24】前輪の概略側面図である。

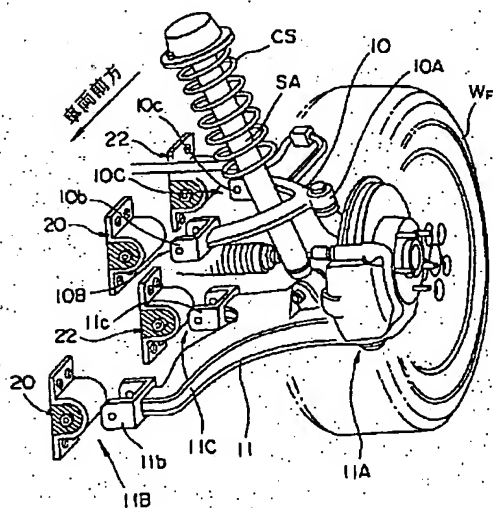
【符号の説明】

1	エンジン
2	トランスファ
3	油圧クラッチ
4	プロペラシャフト
5	油圧シリンダ
6	油圧源
7	制御バルブ
8	コントローラ
10	Aアーム（リンク部材）
11	Aアーム（リンク部材）
20, 22	弾性ブッシュ
30	車体
32, 34	油圧シリンダ
36	油圧ブースタ
40	油圧ポンプ
41	圧力制御弁
42	コントローラ
43F, 43R	軸力センサ
44, 45	ストロークセンサ
54	トレーリングアーム（リンク部材）
56	トレーリングリンク（リンク部材）

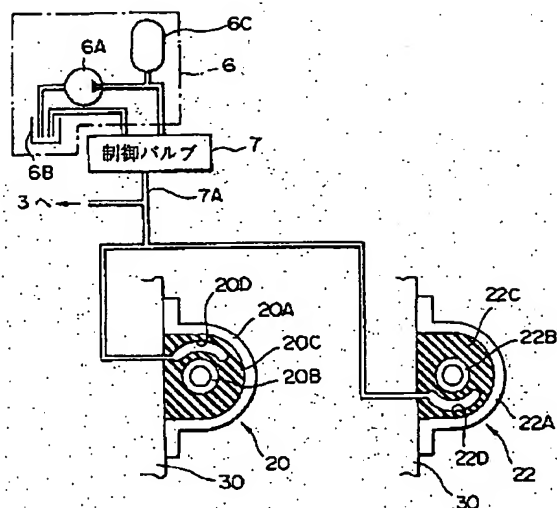
【図1】



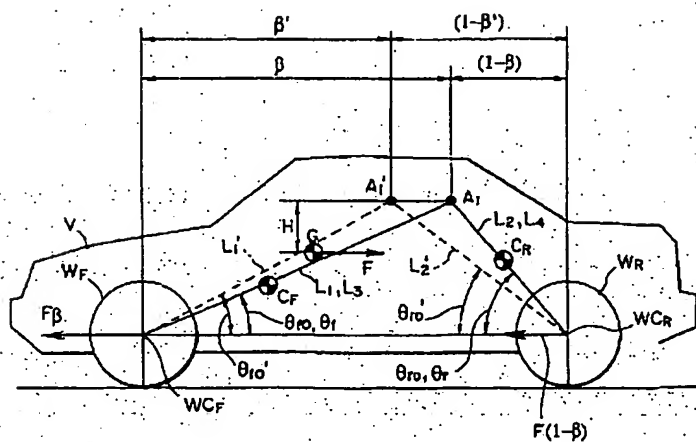
【図2】



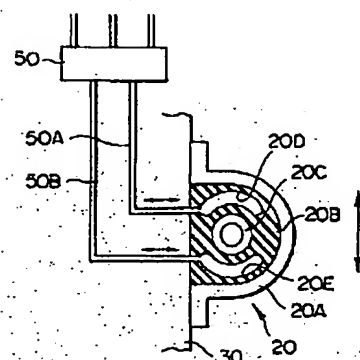
【図3】



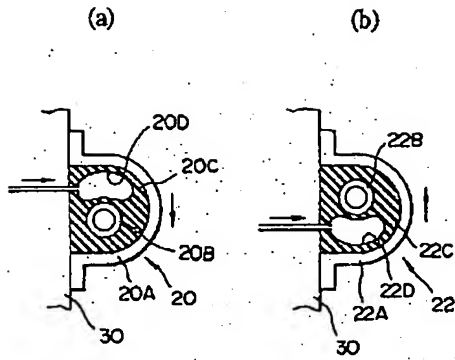
【図4】



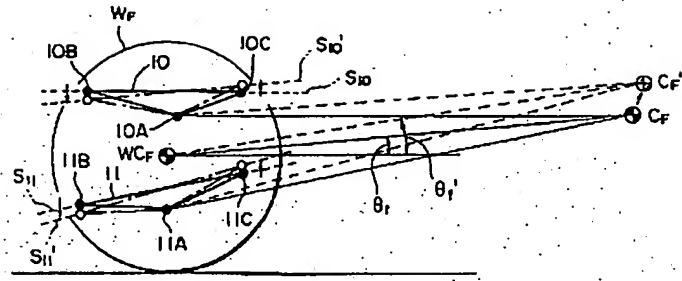
【図13】



【図5】

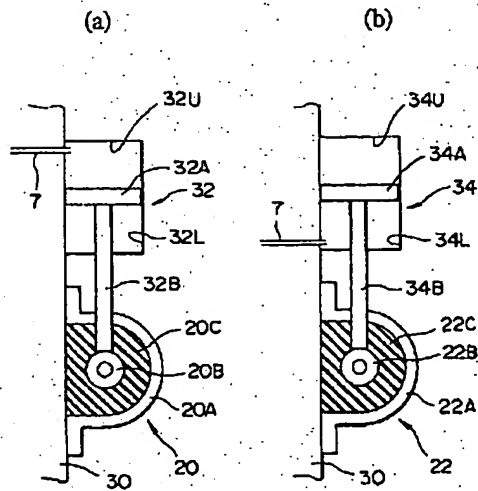


【図6】



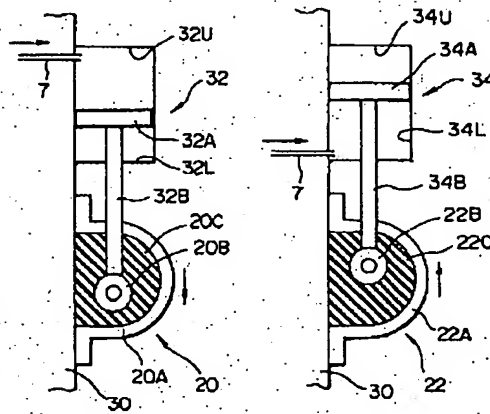
【図8】

【図7】



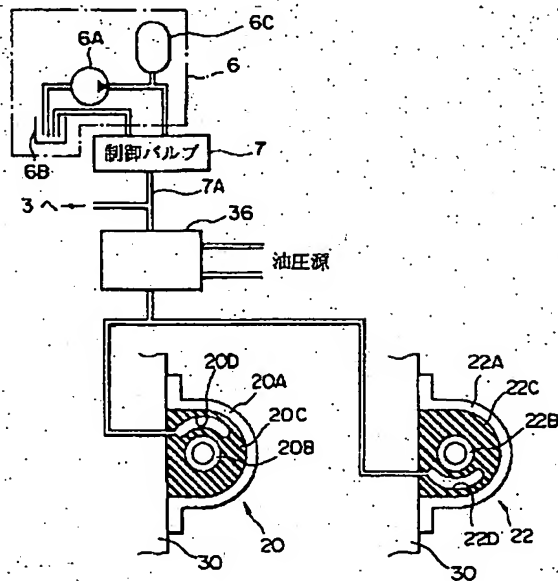
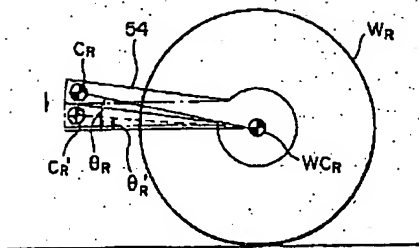
(a)

(b)

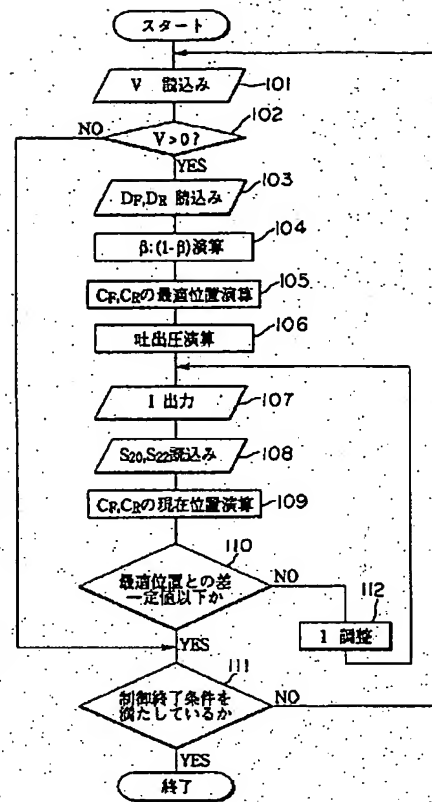


【図9】

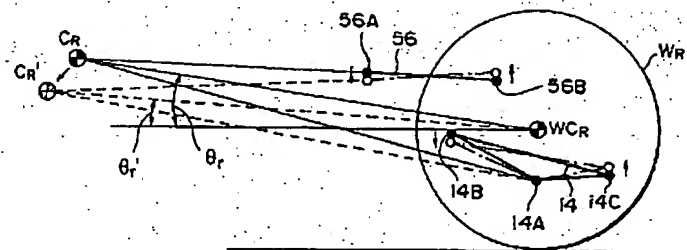
【図15】



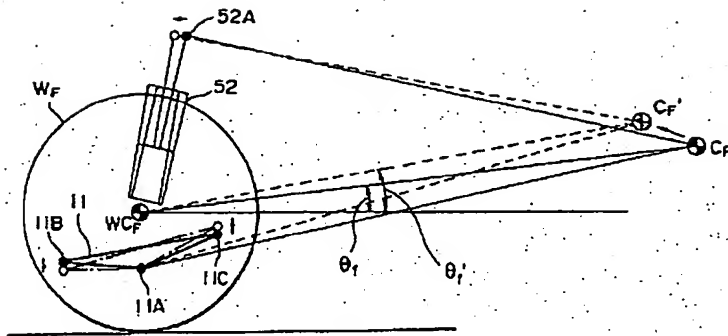
【図 11】



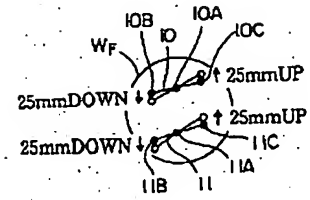
【図16】



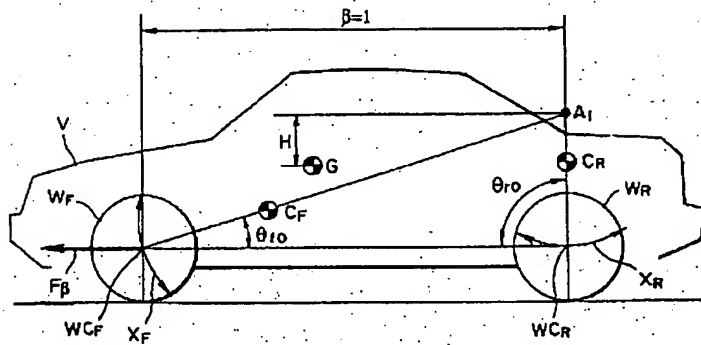
【図14】



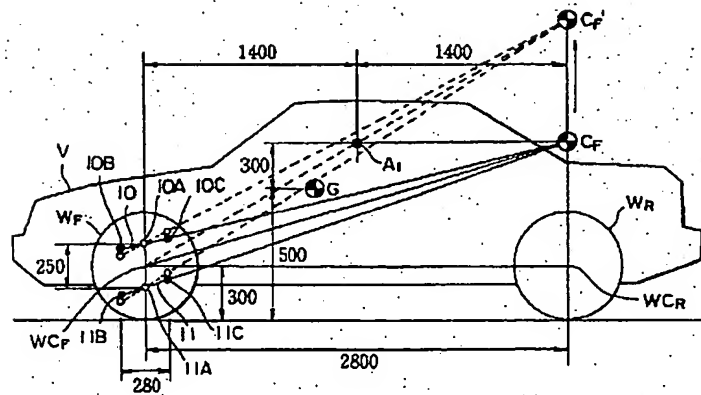
【図21】



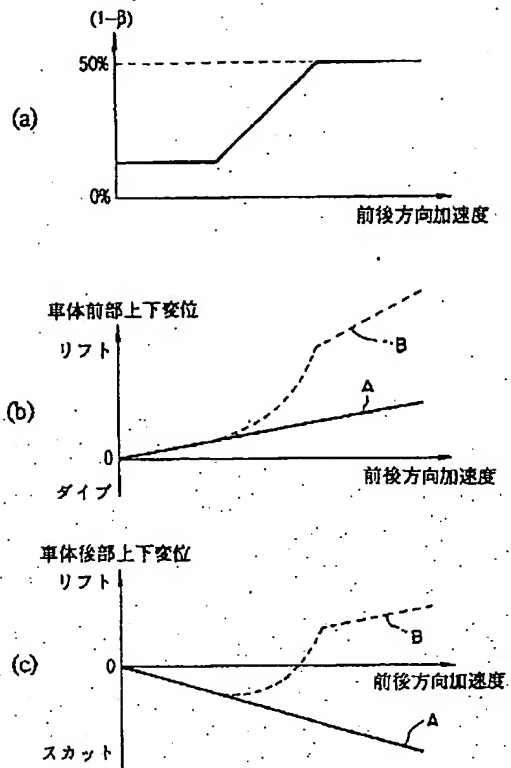
【図18】



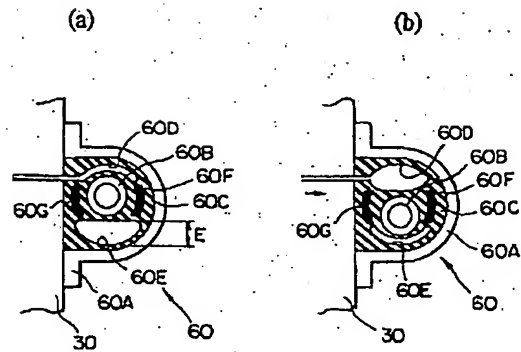
【図20】



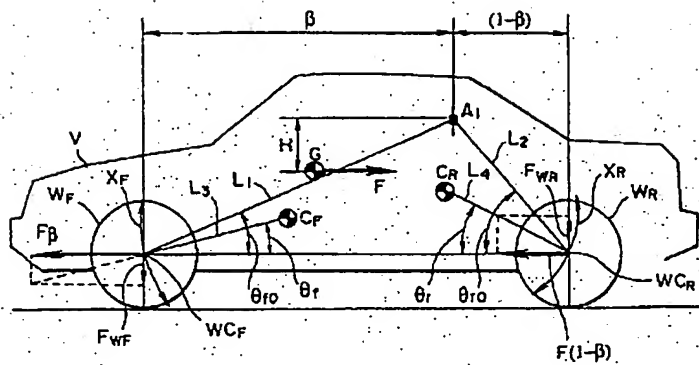
【図19】



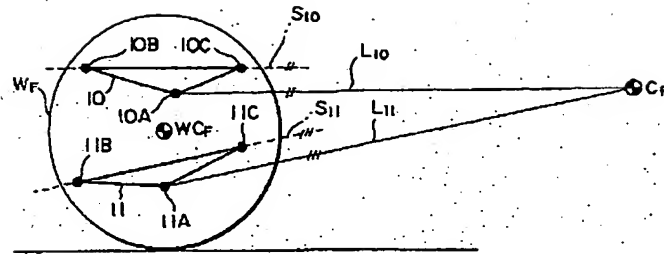
【図22】



【図23】



【図24】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.